

⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift

⑯ DE 41 03 863 A 1

⑯ Int. Cl. 5:

F 01 D 17/14

F 01 D 7/00

F 04 D 29/22

zu Pg 06106

⑯ Aktenzeichen: P 41 03 863.0
⑯ Anmeldetag: 8. 2. 91
⑯ Offenlegungstag: 13. 8. 92

⑯ Anmelder:

Ingelheim, Peter, Graf von, 8309 Au, DE

⑯ Erfinder:

gleich Anmelder

⑯ Radiale oder halbaxiale Strömungsmaschine mit verstellbarem Laufrad und Anwendungen solcher Maschinen

⑯ Die Erfindung bezieht sich auf eine radiale oder halbaxiale Strömungsmaschine mit verstellbarem Laufrad und Anwendungen solcher Maschinen.

Dabei wird durch radiales Verschieben eines mit dem Laufrad umlaufenden Regelelementes der radiale Durchmesser der Laufradschaufeln verändert.

Eine derartige Strömungsmaschine ist vor allem an drehzahlveränderlichen Kraft- oder Arbeitsmaschinen sinnvoll einzusetzen.

Insbesondere wird eine derartige Pumpe als Kühlwasser- oder Schmierölpumpe für Fahrzeugmotoren, als Pumpe in hydrodynamischen Wandlern oder als Pumpe in hydrodynamischen Bremsen vorgesehen.

DE 41 03 863 A 1

BEST AVAILABLE COPY

DE 41 03 863 A 1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine radiale oder halbaxiale Strömungsmaschine mit verstellbarem Laufrad und Anwendungen solcher Maschinen.

Strömungsmaschinen sind für einen Betriebspunkt ausgelegt, in dem die Maschinendrehzahl, die Durchsatzmenge und die Druckdifferenz vor und hinter der Maschine die maßgeblichen Größen sind.

In der Regel hat man eine gegebene Maschinendrehzahl und einen gegebenen Betriebsdruck, so daß nur die Fördermenge Ziel von Regelmaßnahmen bleibt.

Zur Regelung von Strömungsmaschinen sind verschiedene Maßnahmen bekannt. Nach DUBBEL-Taschenbuch für den Maschinenbau kennt man eine Laufradverstellung bisher nur bei Axial- und Halbaxialmaschinen in der Art, daß die Laufradschaufeln verdreht werden.

Strömungsmaschinen insbesondere für kleine Förderströme sind in der Regel Radialmaschinen. Derartige Maschinen sind aber für unterschiedliche Drehzahlen kaum geeignet, da sich die Leistungsaufnahme oder -abgabe in 3. Potenz mit der Drehzahl und das Drehmoment in 2. Potenz mit der Drehzahl ändert.

Bei einer Reihe von Anwendungen wäre es aber vorteilhaft, das Drehmoment oder die Leistungsaufnahme einer radialen oder halbaxialen Strömungsmaschine durch Verstellung der Strömungsmaschine an unterschiedliche Drehzahlen anpassen zu können. Dies ist bisher nicht möglich.

Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Die Erfindung, wie sie gekennzeichnet ist, ermöglicht durch Veränderung des radialen Durchmessers der den Fluidstrom beschleunigenden Schaufeln eine Anpassung der Strömungsmaschine an unterschiedliche Drehzahlen. Dies wird dadurch erreicht, daß entweder:

- die Schaufeln eines breiten Laufrades von einem geringen Durchmesser an einer Seite zu einem hohen Durchmesser an der anderen Seite zunehmen und durch axiales Verschieben eines mit dem Laufrad umlaufenden Regelementes der Fluidstrom über Schaufelabschnitte geringen Durchmessers oder Schaufelabschnitte hohen Durchmessers geführt wird oder
- die Schaufeln radial verschoben werden können.

Weiterhin wird Schutz für Anwendungen derartiger verstellbarer radialer Kreiselpumpen als Hilfspumpen für geringe Drücke an Kraftfahrzeugen, zur Regelung hydrodynamischer Wandler und zur Regelung hydrodynamischer Bremsen begehrte.

An Fahrzeugmotoren sind heute eine Reihe von Niederdruckpumpen im Einsatz deren Aufgaben mit einer erfindungsgemäßen, regelbaren Kreiselpumpe günstiger erfüllt werden können.

Bei Schmierölpumpen werden heute in der Regel Zahnradpumpen eingesetzt. Zahnradpumpen haben — insbesondere bei geringen Förderdrücken — relativ hohe Reibverluste, erzeugen durch Pulsationen des Förderstroms Geräusche und erfordern zur Herstellung geräuscharmer Verzahnungen eine besondere Bearbeitung. Weiterhin sind sie nicht verstellbar, so daß der überschüssige Förderstrom bei hohen Drehzahlen über ein Druckbegrenzungsventil in die Ölwanne zurückgeführt wird.

Ebenso sind die Druckölpumpen für hydrodynamische Wandler bisher Zahnradmaschinen.

Umwälzpumpen für das Kühlwasser sind über ein separates Aggregat mit konstanter Drehzahl angetrieben.

Die Aufgaben all dieser Pumpen können durch eine motorgetriebene, selbsteinstellende, radiale Kreisel-5 pumpe entsprechend Fig. 1 günstiger gelöst werden.

Fig. 1 zeigt das erfindungsgemäße Konzept für eine Schmierölpumpe, die in der Ölwanne eines Kraftfahrzeuges arbeitet.

Das Pumpenrad 1 dreht mit einfacher oder doppelter 10 Kurbelwellendrehzahl. Es weist Schaufeln 2 auf, die an ihrem vorderen Ende einen geringen radialen Durchmesser und an ihrem anderen Ende einen hohen radia- len Durchmesser haben.

Auf der Welle 3 des Pumpenrades 1 ist ein Regelement 5 axial verschiebbar, welches mit dem Pumpenrad 15 umläuft. Das Regelement 5 weist den radialen Pumpenkanal auf. Durch Verschieben dieses Regelements 5 wird der Pumpenkanal zum niedrigen oder zum hohen Schaufeldurchmesser bewegt. Die Schaufeln 2 gleiten dabei in Schlitze 6 im Regelement 5. In der Ausgangsposition wird das Regelement durch eine Feder 5, die sich am Pumpenrad abstützt zum hohen Schaufeldurchmesser verschoben.

In der Saugkammer 9 vor dem Regelement herrscht 25 der Saugdruck, in der Förderkammer 8 hinter dem Regelement herrscht der Förderdruck.

Die Pumpe arbeitet dann so. Nach den Ähnlichkeitsgesetzen für Strömungsmaschinen gehorcht das Pumpendrehmoment M_p der Gleichung

$$30 \quad M_p = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_p^2 \quad (I.1)$$

mit

35 λ = Leistungszahl

ρ = spez. Fluideigengewicht

D = Pumpendurchmesser

ω_p = Winkelgeschwindigkeit der Pumpe

40 Ebenso ändert sich der Förderdruck mit $D^5 \cdot \omega_p^2$.

Steigt nun der Förderdruck in der Förderkammer 8 über einen Mindestdruck, wird das Regelement 4 auf der Welle 3 des Pumpenrades gegen die Federkraft zum geringeren Schaufeldurchmesser bewegt. Damit sinkt 45 automatisch der Förderdruck.

Da bei radialem Kreiselpumpen keine Betriebsgrenzen zu beachten sind, läßt sich der Förderstrom problemlos abdrosseln.

In Fig. 1a hat man die Ausgangsposition der stillstehenden Pumpe oder der Pumpe bei niedrigen Drehzahlen.

In Fig. 1b hat man eine Stellung des Regelementes bei hohem Förderdruck und sehr hohen Pumpendrehzahlen.

55 Fig. 2 zeigt das Konzept für ein Pumpenrad bei dem die Schaufeln nach außen verschiebbar sind. Über der axial verschiebbaren Stellring 16 werden die Schaufeln 15 nach außen geschwenkt oder eingezogen.

Auch bei hydrodynamischen Trilokwandlern ist eine 60 verstellbare, radiale Kreiselpumpe vorteilhaft nutzbar.

Fig. 3 zeigt den Aufbau eines Wandlers mit regelbarer Pumpe. Der Aufbau in diesem Konzept gleicht stark einem konventionellen Trilok-Wandler.

Vom Motor kommt die Pumpenwelle 30, die über den 65 Pumpenträger 31 die verbreiterte Pumpe 32 treibt. Die Pumpe 32 weist Schaufeln 33 einer besonderen Kontur auf. Die Schaufeln 33 haben außen einen großen Durchmesser und innen einen geringen.

Das Turbinenrad 35 mit den Turbinenschaufeln 38 ist denen konventioneller Trilok-Wandler gleich. Einziger Unterschied ist die Verlängerung des Turbineneinlaufs in axialer Richtung.

Das Stützrad 36 ist ebenfalls wie bei konventionellen Trilok-Wandlern aufgebaut und nur in seiner Form an den verbreiterten Wandler angepaßt. Es hat ebenfalls einen Freilauf 37, der sich am Gehäuse 39 abstützt.

Im Pumpenrad 32 ist ein schmälerer Pumpenkanal 40 mit Schlitzten in den Wänden, durch die die Pumpenschaufeln 33 führen. Dieser Kanal 40 läuft mit dem Pumpenrad 32 um, ist aber mit Hilfe wälzgelagerter Schieber 41 durch axiale Verschiebung der Gehäuseschieber 43 innerhalb des Pumpenrades axial verschiebbar. Der Pumpenkanal 40 legt den Weg des Fluids durch die Pumpe fest. Fig. 4 zeigt 3 verschiedene Stellungen des Pumpenkanals. In Fig. 4a hat man die Normalstellung, in der die Pumpe der eines konventionellen Trilok-Wandlers entspricht. Die Pumpenschaufeln im Pumpenkanal haben den gleichen Durchmesser in radialer Richtung wie die Turbinenschaufeln und der Wandler arbeitet ab etwa 2000 U/min als Kupplung.

In Fig. 4c hat man den Pumpenkanal so verschoben, daß innerhalb des Pumpenkanals die Pumpenschaufeln einen geringen Durchmesser haben.

In Fig. 4b ist eine Zwischenstellung.

Durch Verschieben des Pumpenkanals läßt sich gleichsam der Durchmesser D in Gleichung (I.1) der Pumpe stufenlos ändern. Diese stufenlose Änderbarkeit kann aber in mehrfacher Hinsicht positiv genutzt werden.

Einstufige hydrodynamische Trilok-Wandler (Föttiger-Wandler) können nur in der Anfahrphase das Drehmoment erhöhen. Bekannte einstufige Trilokwandler in Personen- oder Nutzkraftfahrzeugen sind daher reine Anfahrhilfen und keine echten stufenlosen Getriebe (CVT-Getriebe).

Als Beispiel sei ein Trilok-Wandler für Personenkraftwagen angeführt. Derartige Wandler sind in der Regel so ausgelegt, daß sie bei stehendem Fahrzeug ihr maximales Motordrehmoment an der Pumpe bei etwa 2000 U/min erreichen.

Beim erfundungsgemäßen Wandler ist dies anders, wie kurz gezeigt werden soll.

Bei gegebener Fahrzeuggeschwindigkeit dreht die Turbine je nach Fahrstufe mit einer zugehörigen Drehzahl.

O. B. d. A. gehe man von einer Turbinendrehzahl von 2500 U/min aus.

Nun ändere man die Stellung des Pumpenkanals so, daß der "Durchmesser des Pumpenrades" (= durchschnittliche Durchmesser der Pumpenschaufeln) nurmehr 75% des Maximaldurchmessers beträgt. Dann sinkt zunächst das Pumpendrehmoment. Durch gleichzeitige Erhöhung der Motordrehzahl steigt das Pumpendrehmoment wieder bis bei ca. 5000 U/min des Motors gilt: Pumpendrehmoment = maximales Motordrehmoment. Damit wird das Turbinendrehmoment auf das 1,5- bis 1,6fache des maximalen Motordrehmoments angehoben.

Mit Trilok-Wandlern – insbesondere bei solchen ohne Überbrückungskupplung – läßt sich im Schubbetrieb (Fahrzeug schleppt Motor) das Motorbremsmoment kaum nutzen. Im Schubbetrieb arbeitet die Turbine als Pumpe und der Fluidkreislauf im Wandler kehrt sich um. Bei Trilokwandlern sind aber die Turbinenschaufeln am großen Durchmesser rückwärts gerichtet. Somit ist, wenn die Turbine als Pumpe arbeitet, die ab-

solute Umfangsgeschwindigkeit c_u mit der das Fluid in das Pumpenrad strömt kleiner als die Umfangsgeschwindigkeit u der Turbine. Die Pumpe und damit der Motor dreht somit langsamer als die Turbine bzw. die Abtriebswelle, das Motorbremsmoment wird kaum genutzt.

Auch hier kann ein Wandler mit regelbarer Pumpe Vorteile bringen, wie kurz gezeigt werden soll.

O. B. d. A. nehmen wir an, daß $c_u = 0,9 \cdot u$ (Turbine).

Stellt man nun die Pumpe so ein, daß $D_{\text{Pumpe}} = 0,6 \cdot D_{\text{max}}$, dann ist die Umfangsgeschwindigkeit der Pumpe bei gleicher Drehzahl von Turbine und Pumpe nurmehr das 0,6fache der Turbinenumfangsgeschwindigkeit. Die Pumpenschaufeln werden mit einem c_u angeströmt, das das 1,5fache der Umfangsgeschwindigkeit der Pumpe ist. Der Motor wird auf eine Drehzahl beschleunigt, die erheblich über der Turbinendrehzahl liegt. Die "Motorbremse" ist somit durch Verschiebung des Pumpenkanals in einem weiten Bereich regelbar.

Bei Getrieben mit Trilok-Wandler ist bei eingelegten Fahrstufen auch im Leerlauf eine Kriechneigung festzustellen, die in manchen Verkehrssituationen (Stau, Ampelstopps usw.) unangenehm ist. Grund dafür ist, daß bei einer Leerlaufdrehzahl von ca. 750 U/min am stehenden

Fahrzeug der Motor ein Drehmoment von $((0,75/2)^2 =) 14\%$ des maximalen Motordrehmomentes an die Pumpe abgibt. Durch die Momentenerhöhung des Wandlers in der Anfahrphase wirken somit an der Eingangswelle des Getriebes immerhin ca. 30% des Maximaldrehmoments.

Die Kriechneigung und der bei herkömmlichen Wandlern erhöhte Leerlaufverbrauch bei eingelegter Fahrstufe läßt sich ebenfalls durch die Pumpenverstellung beheben.

Stellt man am stehenden Fahrzeug bei nicht getretenem Gaspedal wiederum den Pumpendurchmesser auf $D = 0,6 \cdot D_{\text{max}}$, dann liegt an der Pumpe im Leerlauf des Motors entsprechend Gleichung (I.1) nurmehr das Drehmoment

$$M_{\text{Pumpe}} = (0,75/2)^2 \cdot 0,6^5 \cdot M_{\text{max}} = 0,01 \cdot M_{\text{max}}$$

an, mit $M_{\text{max}} = \text{maximales Motordrehmoment}$.

Damit ist von einer Kriechneigung nichts zu spüren und der Wandler verbraucht keine Leistung.

Wie oben gezeigt kann eine regelbare radiale Kreiselpumpe auch in hydrodynamischen Bremsen Vorteile bringen. Dazu stelle man sich im Wandler der Fig. 4 das Turbinenrad als gehäusefest vor.

Das Bremsmoment auf die Pumpe der Fig. 4a bei 2000 U/min ist gleich dem Bremsmoment der Fig. 4c bei über 6000 U/min. Durch Regelung der Pumpe kann man bei jeder Pumpendrehzahl das Bremsmoment in weiten Grenzen verändern.

Patentansprüche

1. Strömungsmaschine mit radialem oder halbaxialem Laufad 1; 32, dadurch gekennzeichnet, daß der mittlere radiale Durchmesser der vom Fluidstrom benetzten Schaufelfläche durch axiales Verschieben eines mit dem Laufad 1; 32 umlaufenden Regelementes 4; 40 oder durch radiales Bewegen von Schaufelabschnitten 15 veränderbar ist.
2. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaufeln 2; 33 am Laufad 1; 32 fest sind und eine derartige Konstruktion haben, daß sie an der einen Schaufelseite in

axialer Erstreckung einen geringen radialen Durchmesser haben und an der anderen Seite in axialer Erstreckung einen großen radialen Durchmesser haben und das Regelelement 4; 40 aus zwei axial verschiebbaren Führungsflächen besteht zwischen 5 denen der Fluidfluß durch die Pumpe geschieht.

3. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, dadurch gekennzeichnet, daß diese eine Pumpe ist, die von einer Kraftmaschine mit veränderlichen Drehzahlen angetrieben wird oder eine Turbine ist, 10 die eine Arbeitsmaschine mit veränderlichen Drehzahlen antreibt, und die Verstellung der Schaufelflächen durch eine Regeleinrichtung 4, 5, 7, 8 selbsttätig in Abhängigkeit vom Förderdruck oder mit Hilfe eines Fliehkraftreglers in Abhängigkeit von 15 der Pumpendrehzahl geschieht oder durch axiales Verschieben eines mit dem Laufrad 32 umlaufenden Elementes 41 einstellbar ist.

4. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, 3, dadurch gekennzeichnet, daß sie als Kühlwasser- 20 umwälzpumpe, Schmierölpumpe oder Drucköl- pumpe für Aggregate mit unterschiedlichen Wellendrehzahlen eingesetzt wird.

5. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß ihre Drehzahl in einer 25 konstanten Relation zur Wellendrehzahl ihres Aggregates steht.

6. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, 3, dadurch gekennzeichnet, daß sie als Pumpe in einem hydrodynamischen Wandler eingesetzt wird. 30

7. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß sie bei Turbinendrehzahlen des Wandlers unterhalb von 75% der Maximaldrehzahl des Motors so verstellt und die Motor- und Pumpendrehzahl so stark erhöht werden kann, 35 daß das Turbinendrehmoment höher als das Pumpendrehmoment ist,

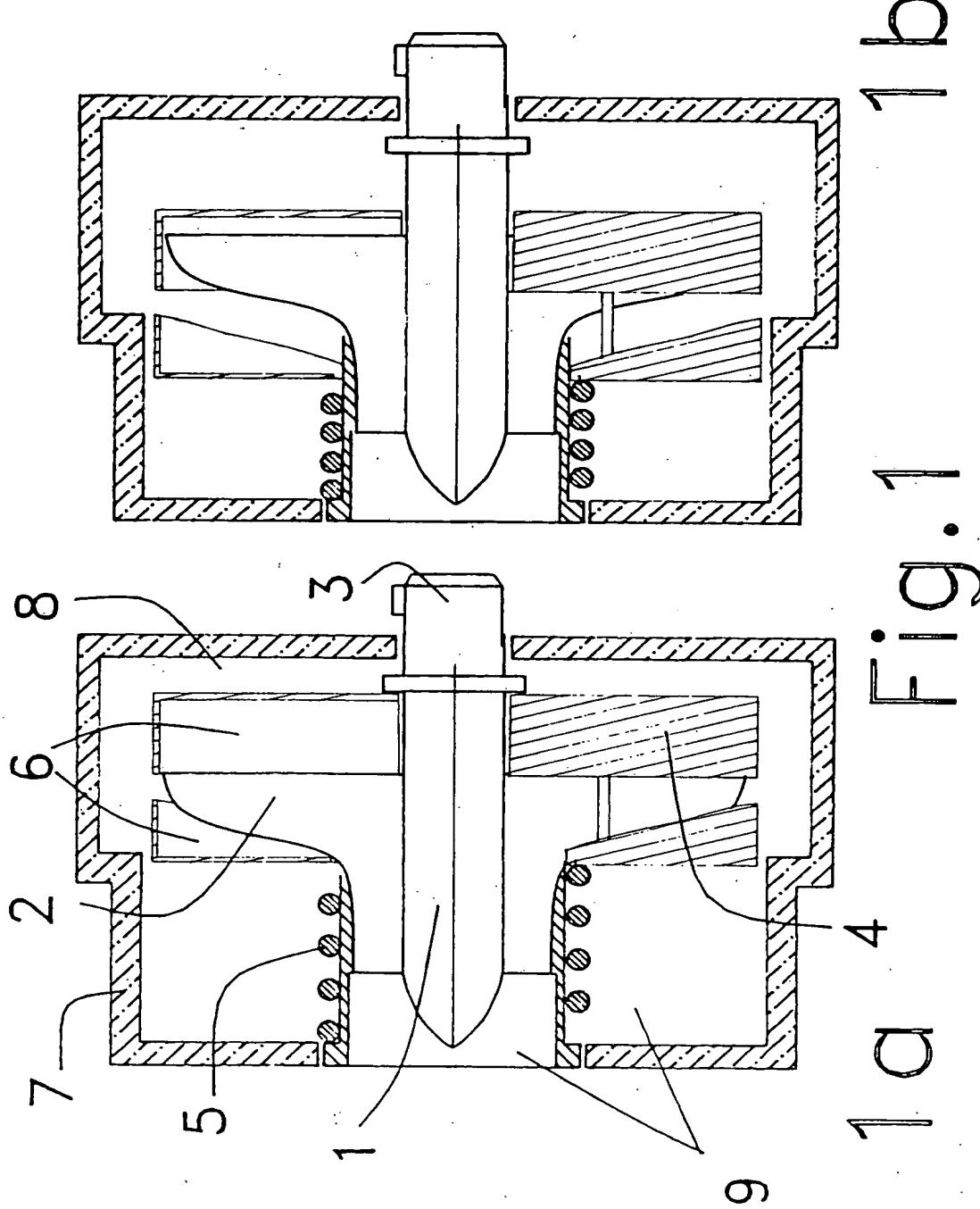
und/oder bei Bremsvorgängen die Verstellung so vorgenommen werden kann, daß die Pumpe und der Motor schneller als die Turbine drehen und so 40 ein echtes Bremsmoment an der Turbine erzeugen, und/oder bei Automatikgetrieben mit eingelegter Fahrstufe im Stand so verstellt werden kann, daß das Pumpendrehmoment weniger als 5% des maximalen Motordrehmoments beträgt. 45

8. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, 3, dadurch gekennzeichnet, daß sie als Pumpe einer hydrodynamischen Bremse eingesetzt wird.

9. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, 3, dadurch gekennzeichnet, daß sie als Propulsions- 50 mittel für ein Fahrzeug, insbesondere für ein Flugzeug oder Schiff eingesetzt wird.

10. Strömungsmaschine unter Patentanspruch 1, 2, 3, dadurch gekennzeichnet, daß sie als stufenlos verstellbarer Lader, Gebläse oder Verdichter ein- 55 gesetzt wird.

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen



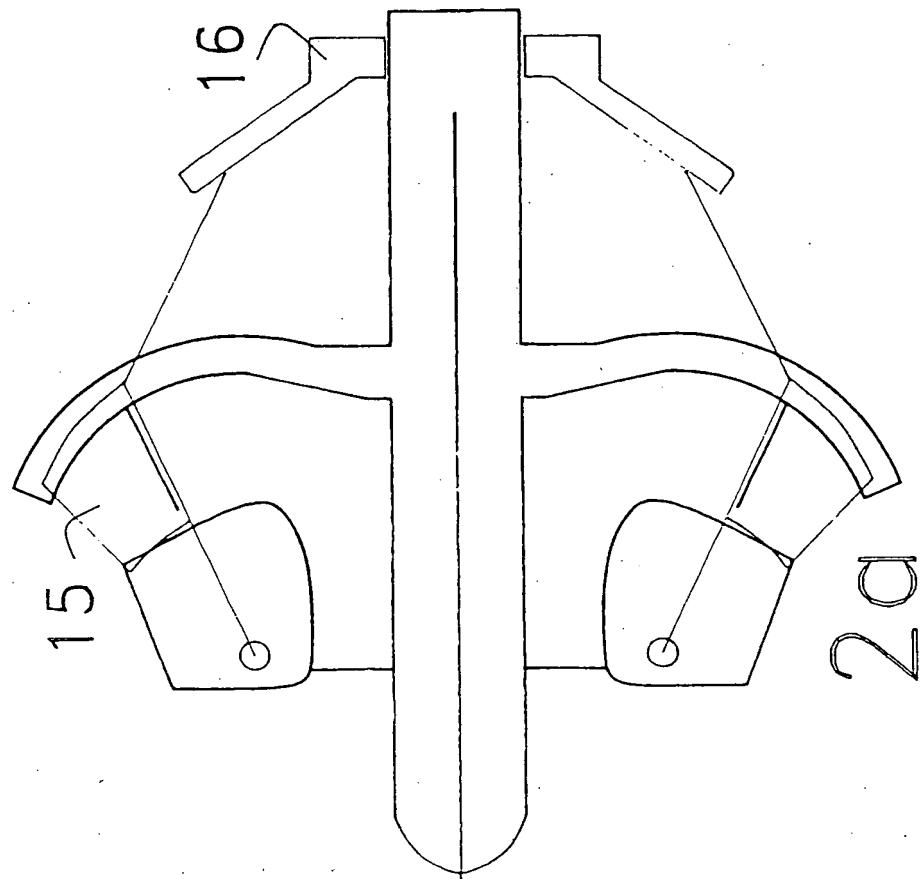
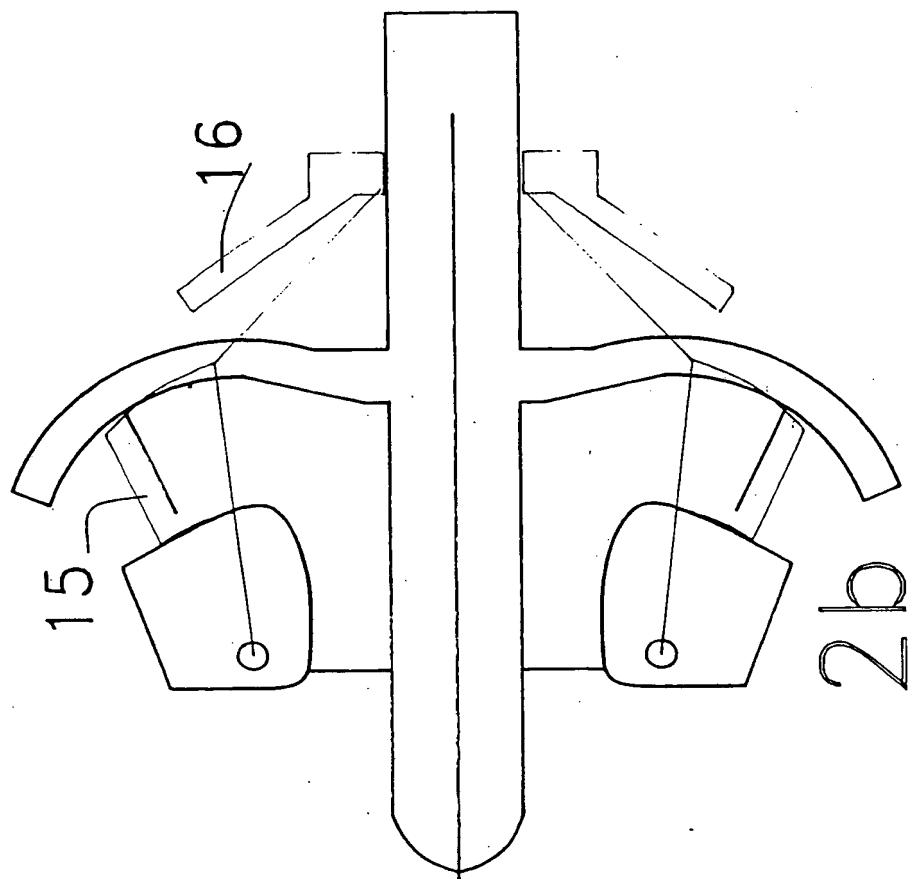


Fig. 2

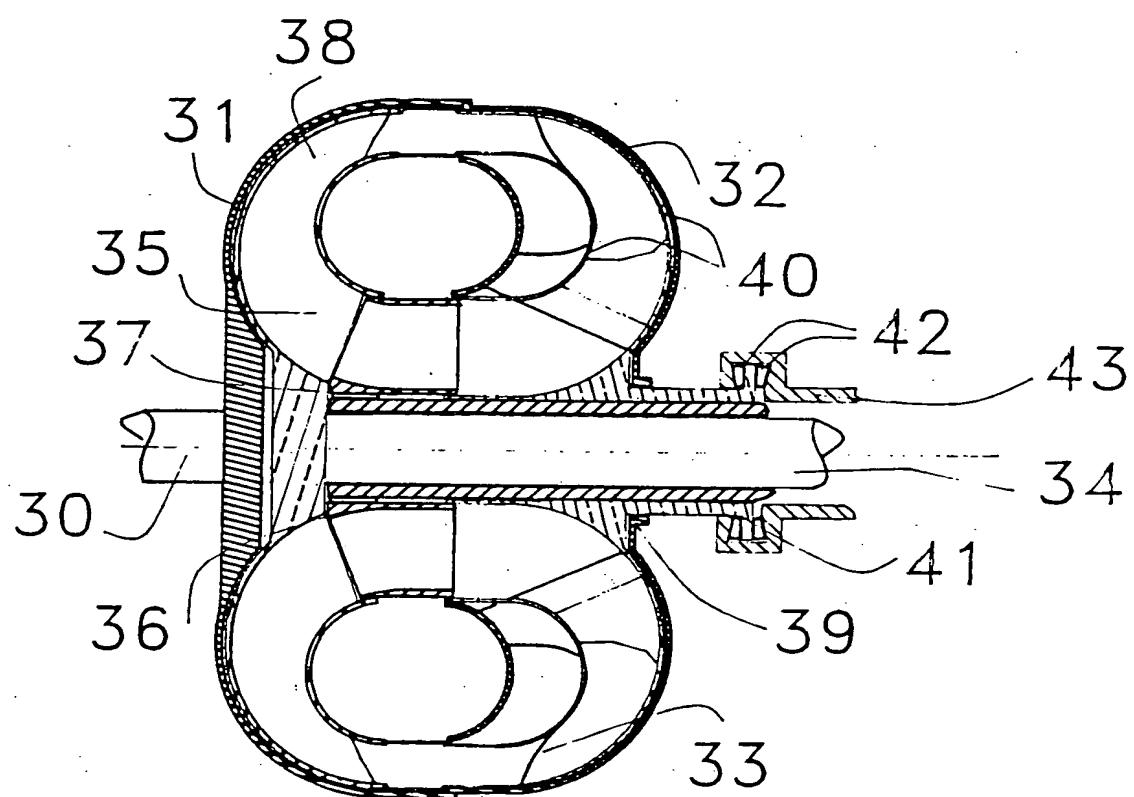


Fig. 3

